



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO**  
**INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# **MOBILNÍ ŠTÍPAČKA DŘEVĚNÉ KULATINY**

MOBILE WOOD SPLITTER

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**MIROSLAV FELCMAN**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.**

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Miroslav Felcman

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Mobilní štípačka dřevěné kulatiny**

v anglickém jazyce:

### **Mobile Wood Splitter**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte horizontální mobilní štípačku dřevěné kulatiny. Základní technické parametry:

- max. síla na břitu 55 kN,
- max. délka polena 950 mm,
- průměr polen do 300 mm

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. CERHA, J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy, TU Liberec 2010, ISBN 978-80-7372-560-0
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 31.10.2012



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan



## ABSTRAKT

Hlavním cílem bakalářské práce je navrhnout horizontální mobilní štípačku dřevěné kulatiny dle zadaných parametrů. Před vlastním návrhem horizontální štípačky jsou v práci rozebrány jednotlivé typy mobilních štípaček. S následným zaměřením na jednotlivá konstrukční řešení horizontálních štípaček. V další části je navržen a spočten hydraulický obvod štípačky, který vytváří potřebnou štípací sílu. Pro zvolené jednotlivé dílce hydraulického obvodu je vypočtena konečná štípací síla a další pracovní vlastnosti štípačky. Štípací silou jsou namáhány jednotlivé dílce konstrukčního řešení horizontální štípačky. V poslední části práce je provedena pevnostní kontrola jednotlivých namáhaných dílců. Součástí práce je výkresová dokumentace vybraných dílců

## KLÍČOVÁ SLOVA

Horizontální štípačka, hydraulický agregát, přímočarý hydromotor, elektromotor, štípací klín

## ABSTRACT

The main aim of the bachelor thesis is to design a mobile horizontal woodlogs splitter according to preset parameters. The part before the main design of a splitter is focused on different types of mobile splitters with the subsequent focus on the individual structural design of horizontal splitters. The next part is dedicated to design and calculation of a hydraulic circuit of the splitter that generates the required cutting force. There is a calculation of final splitting force and other working properties for all individual components of hydraulic circuit. The individual components of the splitter are stressed by the splitting force. There is a strength check of exposed parts in the last part of the thesis. The work also includes drawings of selected parts.

## KEYWORDS

Horizontal splitter, hydraulic unit, linear hydraulic motor, electromotor, splitting wedge



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FELCMAN, M. *Mobilní štípačka dřevěné kulatiny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 48 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Miroslav Felcman



## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych vyjádřil poděkování doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady a trpělivost při konzultacích. Dále bych chtěl poděkovat Janu Wimmerovi za poskytnutí 3D modelu hydraulického agregátu.



## OBSAH

Úvod .....	9
1 Charakteristika typů štípaček dřeva .....	10
1.1 Hydraulické štípačky .....	10
1.1.1 Horizontální štípačky .....	10
1.1.2 Vertikální štípačky .....	11
1.1.3 Univerzální štípačky .....	12
1.2 Trhací štípačky .....	13
2 Konstrukční řešení horizontálních štípaček .....	14
2.1 Umístění přímočarého hydromotoru .....	14
2.2 Štípací klín .....	15
2.3 Manipulace a ovládání .....	15
3 Pohon štípačky .....	16
3.1 Schéma hydraulického obvodu .....	16
3.2 Přímočarý hydromotor .....	16
3.2.1 Výpočet přímočarého hydromotoru .....	18
3.2.2 Volba přímočarého hydromotoru .....	21
3.3 Hydraulický rozvaděč .....	22
3.4 Hydraulický agregát .....	23
3.4.1 Volba hydraulického agregátu .....	25
3.5 Provozní charakteristiky štípačky .....	26
3.6 Kovové potrubí .....	28
4 Návrh a výpočet konstrukčních součástí .....	30
4.1 Rám .....	30
4.1.1 Svary rámu .....	31
4.2 Připevnění přímočarého hydromotoru .....	35
4.3 Přenos štípací síly .....	38
4.3.1 Matice .....	38
4.3.2 Táhlo .....	39
4.3.3 Svar .....	40
Závěr .....	42
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	45
Seznam příloh .....	48





## ÚVOD

V dnešní době dochází k nárůstu cen energií využívaných k vytápění obydlí, a proto se mnoho lidí vrací k vytápění pomocí palivového dřeva. Cena palivového dřeva v kulatině je až o polovinu nižší než dřeva, které je na vytápění připravené. To je hlavní důvod, proč se většina lidí přiklání k nákupu palivové kulatiny. Tím nastává problém v jejím zpracování, které je v mnohých případech velmi obtížné. Pro ulehčení práce při zpracování palivové kulatiny se dnes využívají různé nástroje. Mezi tyto nástroje patří i štípačky na dřevo. Štípačky se využívají k dělení palivové kulatiny na menší kusy, které se lépe vejdou do kamen a rychleji vysychají.

Hlavním cílem práce je navrhnout a spočítat horizontální mobilní štípačku dřevěné kulatiny o základních technických parametrech: maximální síla na břitu 55 kN, maximální délka polena 950 mm a průměr polen do 300 mm.



*Obr.1.13D model štípačky*



# 1 CHARAKTERISTIKA TYPŮ ŠTÍPAČEK DŘEVA

Štípačky jsou děleny dle různých kritérií, kde jedním z hlavních kritérií je způsob, kterým dochází k dělení palivové kulatiny na menší části. Štípačky na dřevo jsou rozděleny na hydraulické a trhací.

## 1.1 HYDRAULICKÉ ŠTÍPAČKY

Hydraulické štípačky se skládají z rámu, štípacího klínu, přímočarého hydromotoru, hydrogenerátoru a elektromotoru nebo spalovacího motoru. Hlavní pracovní pohyb je lineární. Vyrábí se v horizontálním, vertikálním a univerzálním provedení.

Štípací síla je přenášena pomocí tlakové energie v hydraulické kapalině. Potřebného tlaku v kapalině je dosaženo pomocí hydrogenerátoru, který pohání elektromotor nebo spalovací motor. K hydrogenerátoru je připojen přímočarý hydromotor, který má na svém konci připevněn štípací klín nebo tlačnou plošku. Štípací klín tlačí dřevo proti pevné podložce, která musí být dostatečně tuhá, aby klín pronikl do dřeva a následně ho rozdělil na menší části. Tlačná ploška tlačí dřevo proti pevně přidělanému štípacímu klínu, který stejně jako u pohyblivého klínu proniká do dřeva a následně ho dělí. Pro všechny typy hydraulických štípaček lze využít víceramenné štípací klíny pro urychlení práce. Mezi víceramenné klíny patří křížový klín, který většinou patří k příslušenství kupované štípačky.

### 1.1.1 HORIZONTÁLNÍ ŠTÍPAČKY



*Obr. 1.1 Horizontální štípačka VeGA LS6 vario[8]*

Na (obr. 1.1) je zobrazen příklad horizontální štípačky. Horizontální štípačky na dřevo pracují ve vodorovné poloze. Jsou vhodné pro přípravu dřeva do obydlí, kde není dřevo hlavním zdrojem tepla kvůli nižší produktivitě. Mezi hlavní výhody horizontálních štípaček patří dobrá mobilita a skladnost. V (tab. 1.1) je uvedeno několik vybraných typů běžně prodávaných horizontálních štípaček a jejich základní technické parametry.



Tab. 1.1 Technické parametry horizontálních štípaček [9][10]

Typ štípačky		Scheppach -HL 520	Woodster lh45	Proma HSP-250	Vega LS 6 vario	HS 5-520 H
<b>Příkon</b>	[W]	2200	1500	1500	2200	1500
<b>Motor</b>	[V/Hz]	230/50	230/50	230/50	230/50	230/50
<b>Max. štípací síla</b>	[t]	5	4	5	6	5
<b>Max. průměr polena</b>	[mm]	250	250	250	300	-
<b>Max. délka polena</b>	[mm]	520	370	520	520	520
<b>Rozměry stroje</b>	[mm]	950 - 270 - 500	810 - 270 - 460	1200 - 260 - 485	-	1200 - 260 - 485
<b>Hmotnost</b>	[kg]	46	41	50	47	50

### SHRNUTÍ VLASTNOSTÍ HORIZONTÁLNÍCH ŠTÍPAČEK

Běžně vyráběné horizontální štípačky jsou poháněny elektromotorem s napájením 230V, což umožňuje jejich použití i v místech, kde není dostupné napájení 400V. Disponují maximální štípací silou okolo 5 tun a jsou schopné štípat špalky o průměru až 300 mm a délce až 520 mm. Hmotnost štípaček se pohybuje do 50 kg. Malou výšku štípaček, která je okolo půl metru, lze řešit pomocí stojanů.

#### 1.1.2 VERTIKÁLNÍ ŠTÍPAČKY



Obr. 1.2 Vertikální štípačka VeGA LS10 [11]



Na (obr. 1.2) je zobrazen příklad vertikální štípačky. Vertikální štípačky na dřevo pracují ve svislém směru. Oproti horizontálním štípačkám mají vyšší produktivitu, a tak jsou vhodné i do obydlí, kde se k vytápění využívá jen dřevo. V (tab. 1.2) je uvedeno několik vybraných typů běžně prodávaných vertikálních štípaček a jejich základní technické parametry.

Tab. 0.1.2 Technické parametry vertikálních štípaček [9][10]

Typ štípačky		Woodster lv80	Vega LS10	Scheppach HL 1100	Proma HSP- 480/12
<b>Příkon</b>	[W]	3500	3500	3500	4000
<b>Motor</b>	[V/Hz]	400/50	400/50	400/50	400/50
<b>Max. štípací síla</b>	[t]	7,5	10	11	12
<b>Max. průměr polena</b>	[mm]	420	350	400	400
<b>Max. délka polena</b>	[mm]	1040	1040	1370	1350
<b>Rozměry stroje</b>	[mm]	830 - 930 - 1470	-	-	450 - 710 - 1170
<b>Hmotnost</b>	[kg]	125	128	165	180

## SHRNUTÍ VLASTNOSTÍ VERTIKÁLNÍCH ŠTÍPAČEK

Pro pohon vertikálních štípaček se běžně využívá elektromotor s napájením 400V. Pro získání vyšších štípacích sil se využívá spalovací motor nebo v některých případech lze štípačku pohánět traktorem. Při užití elektromotoru se běžně dosahuje štípacích sil kolem 10 tun. Lze štípat špalky délky přes 1 m a průměru až 400 mm. Hmotnost přesahuje 100 kg, proto jsou štípačky vybaveny kolečky, aby byla lepší manipulace se štípačkou.

### 1.1.3 UNIVERZÁLNÍ ŠTÍPAČKY



Obr. 1.3 Univerzální štípačka Weibang WB LSP 803E-V/H [12]



Příklad univerzální štípačky je zobrazen na obr. 1.3. Univerzální štípačky umožňují štípání ve třech polohách a to ve vertikální, horizontální i diagonální, čímž spojuje dohromady vlastnosti štípaček vertikálních a horizontálních. V tab. 1.3 jsou uvedeny technické parametry štípačky Weibang WB LSP 803E-V/H.

*Tab. 1.3 Technické parametry univerzální štípačky [12]*

<b>Výkon</b>	3000 W
<b>Průměr polena</b>	350 mm
<b>Motor</b>	90L/2 230/50Hz/3kW
<b>Max. štípací síla</b>	8 tun
<b>Hmotnost</b>	154 kg
<b>Délka polena</b>	550 mm

## 1.2 TRHACÍ ŠTÍPAČKY

Trhací štípačky se skládají z elektromotoru, převodové skříně a kuželového trnu se šroubovicí. Hlavní pracovní pohyb je rotační.

Celou štípací soupravu pohání elektromotor, ze kterého se přenáší přes převodovou skříně potřebný výkon na kuželový trn se šroubovicí. K trhání dřeva dochází v případě, že je dřevo přitlačeno silou na rotující kuželový trn, který si pomocí šroubovice dřevo na sebe natáhne až do části, než dojde k trhu. Kuželové trny se vyrábějí jako nástavba pro tovární cirkulárky. Tato nástavba je zobrazena na obr. 1.4.

Trhací štípačky jsou vhodné pro štípání kratších špalků do délky přibližně 30 cm. Štípání probíhá s velkou produktivitou, ale při snížené bezpečnosti práce, protože může dojít k namotání obsluhy na rotující trn.



*Obr. 1.4 Trhací štípačka [13]*



## 2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ HORIZONTÁLNÍCH ŠTÍPAČEK

### 2.1 UMÍSTĚNÍ PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Přímočarý hydromotor lze umístit do vnitřní části rámu nebo na povrch rámu. Z tohoto hlediska můžeme konstrukci horizontálních štípaček rozdělit na dva typy.

#### PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR NA POVRCHU RÁMU

Umístění přímočarého hydromotoru na povrchu rámu je zobrazeno na (obr. 2.1). Toto řešení je z hlediska konstrukce méně náročné, ale má značné nevýhody. Při šikmém seříznutí dřevěného špalku může docházet k namáhání pístu ohybem, protože nositelka síly působící na špalek není totožná s osou lineárního hydromotoru. Další nevýhodou je zvětšení rozměrů štípačky, protože délka lineárního hydromotoru se promítá do celkové délky štípačky. Toto umístění je nevhodné pro štípačky s požadavkem na štípání špalků délky přes půl metru.



*Obr. 2.1 Horizontální štípačka AGAMA LS 5T [14]*

#### PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR UVNITŘ RÁMU

Příklad horizontální štípačky s umístěním přímočarého hydromotoru uvnitř rámu je zobrazen na obr. 1.1. Celý hydromotor je umístěn ve vnitřní části rámu, kdy při práci vyjíždí pístnice ven v přední části štípačky. Konstrukce je složitější, protože prvek pro tlačení dřevěného špalku je na opačné straně než konec lineárního hydromotoru. Proto musí být zajištěno tažení tlačného prvku pomocí táhel (obr. 2.2) a i jeho vedení. Vedení tlačného prvku zajistí, aby síla od štípání byla přenášena do osy pístnice a nedocházelo k jejímu namáhání na ohyb. Další výhodou je zmenšení celkové délky štípačky v klidovém stavu, což umožňuje její lepší skladnost. Při tomto uspořádání lze využít systém vario (obr. 2.2).

Systém vario umožňuje nastavení různých délek pracovního cyklu pístu podle délky štípaného polena. Tento systém zvyšuje produktivitu štípání a tím šetří elektrickou energii.



Obr. 2.2 Konstrukce tažení tlačného prvku se systémem vario [15]

## 2.2 ŠTÍPACÍ KLÍN

U horizontálních štípaček se běžně využívá štípací klín, který je pevně přidělán k rámu a proti kterému je dřevo tlačeno. Nejčastěji je štípací klín připevněn pomocí technologie svařování. Pevně přidělaný štípací klín není navržen pod velkým úhlem. Lze ho rozšířit pomocí rozšiřovacího klínu (obr. 2.3a) nebo pro zrychlení práce nahradit 4-ramenným klínem (obr. 2.3b). Štípací klíny se zajišťují pomocí šroubu v jejich zadní části.



Obr. 2.3 a.) rozšiřující klín. b.) 4-ramenný klín. [16]

## 2.3 MANIPULACE A OVLÁDÁNÍ

Pro ulehčení manipulace jsou horizontální štípačky vybaveny v místě elektromotoru plastovými kolečky a v přední části madlem. Ovládání štípačky se používá dvojruční pro zajištění bezpečnosti obsluhy, aby bylo zabráněno vložení rukou do pracovního prostoru štípačky.

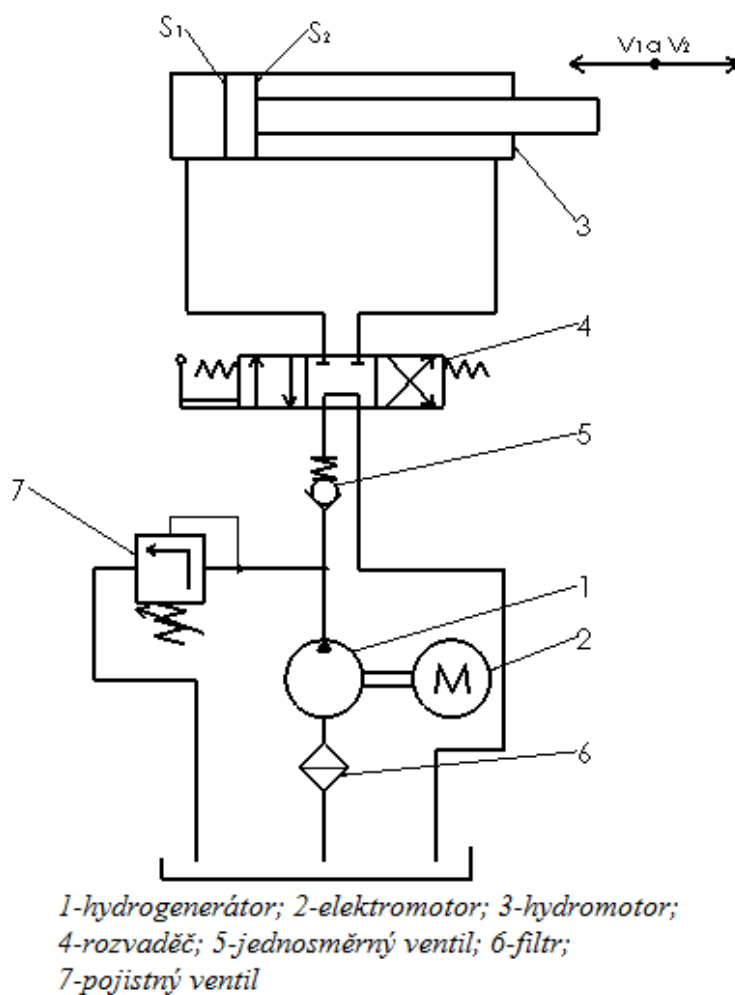


### 3 POHON ŠTÍPAČKY

Hlavní pracovní cyklus štípačky vytváří hydraulický obvod poháněný elektromotorem. Hlavními požadavkem na pohon štípačky je vyvinout štípací sílu na břitu 55 kN.

#### 3.1 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU

Navržené hydraulické schéma pro štípačku je na obr. 3.1. Hydraulický obvod se skládá z elektromotoru, hydrogenerátoru, přímočarého hydromotoru, rozvaděče, jednosměrného ventilu, filtru, pojistného ventilu a bezpečnostního ventilu.



Obr. 3.1 Schéma hydraulického obvodu

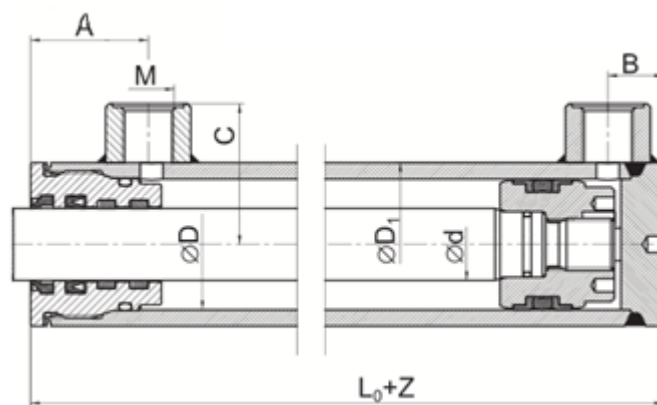
#### 3.2 PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR

Přímočarý hydromotor vytváří pohyb o požadované síle a rychlosti. Pro štípačku je použit přímočarý hydromotor dvojčinný s jednostrannou pístnicí. Tento hydromotor zajišťuje vyšší rychlost při zpětném pohybu, což je vhodné k urychlení práce. Dále pomocí ovládání lze píst zastavit v požadované poloze.



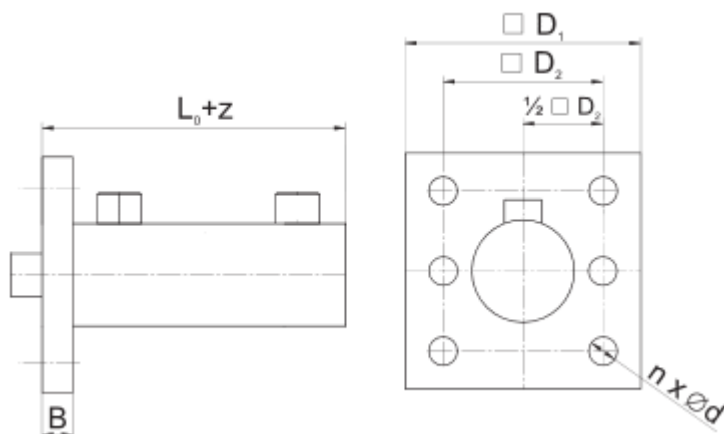


Zvolený přímočarý hydromotor je série ZH2 (obr. 3.2) od firmy Hydraulics. Tento přímočarý hydromotor má dovolený maximální tlak 25 MPa. [4]



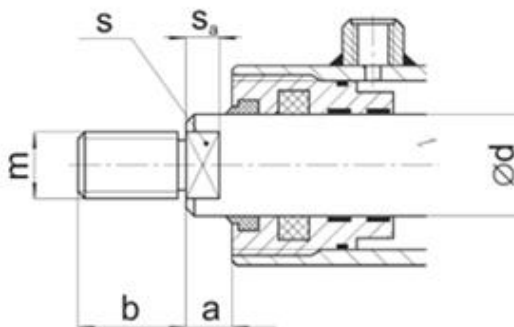
Obr. 3.2 Přímočarý hydromotor [4]

Jako typ uchycení je zvolena varianta A (obr. 3.3).



Obr. 3.4 Typ uchycení [4]

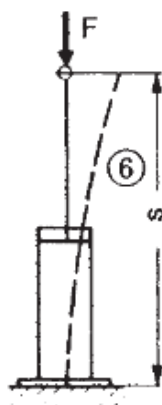
Pro ukončení pístní tyče je zvoleno provedení 3 (obr. 3.4) .



Obr. 3.3 Ukončení pístní tyče [4]

### 3.2.1 VÝPOČET PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Rozměry přímočarého hydromotoru závisí na jeho zatížení, zdvihu a typu uložení pístní tyče. Požadovaná štípací síla na břitu je 55 kN. Velikost zdvihu se odvíjí od maximální délky dřevěného špalu, která je 950 mm. Délka zdvihu pístu je navržena na 800 mm, protože do většiny kotlů lze vložit špalu délky 300 mm a pro štípnutí špalu by mělo být dostačující proniknutí do jeho poloviny. Uložení pístní tyče odpovídá dle Eulera vetknutí a volnému konci (obr. 3.5).



Obr. 3.5 Uložení dle Eulera - případ 1[4]

#### VÝPOČET PRŮMĚRU VÁLCE

$$p_{max} = \frac{F}{S_{1min}} [MPa] \quad (3.1)$$

$$p_{max} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D_{min}^2}$$

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p_{max}}} [mm] \quad (3.2)$$

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 55000}{\pi \cdot 25}} = 52,9mm$$

$$D_{min} = 59,2mm$$

kde:

$p_{max}$	[MPa]	maximální tlak válce dle [4] je 25MPa
$F$	[N]	požadovaná síla na břitu dle zadání je 55000N
$S_{1min}$	[mm <sup>2</sup> ]	minimální činná plocha pod pístem
$D_{min}$	[mm]	minimální průměr válce hydromotoru



Výrobce Hydraulics vyrábí přímočarý hydromotor s nejbližším vyšším průměrem válce 55 mm. Doporučený maximální zdvih toho hydromotoru je pouze 370 mm. Proto je zvolen hydromotor s průměrem válce 80 mm, který má průměrem pístní tyče 50 mm a maximálním doporučeným zdvihem 660 mm. Je nutné provést kontrolu na vzpěr.[4] Pístní tyč je vyrobena z oceli CK45, která je dle ČSN podobná oceli 12 050.[5]

### KONTROLA PÍSTNÍ TYČE NA VZPĚR

Mezdní štíhlostní poměr dle [1]

$$\lambda_k = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot \alpha \cdot E}{R_e}} [-] \quad (3.3)$$

$$\lambda_k = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot 2,1 \cdot 10^5}{350}} = 54,4$$

$$\lambda_k = 54,4$$

kde:

$\alpha$	[-]	součinitel uložení dle [1] je 1/4
$E$	[MPa]	modul pružnosti v tahu
$R_e$	[MPa]	mez kluzu dle [5] je 350MPa
$\lambda_k$	[-]	mezní štíhlostní poměr

Celková délka pístní tyče namáhaná na vzpěr

$$l = S_a + z[mm] \quad (3.4)$$

$$l = 20 + 800 = 820mm$$

$$l = 820mm$$

kde:

$a$	[mm]	výstupek pístní tyče dle [4] je 20mm
$z$	[mm]	navržená délka zdvihu pístu je 800mm
$l$	[mm]	celková délka pístu namáhaná na vzpěr

Kvadratická moment pístní tyče

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} [mm^4] \quad (3.5)$$

$$J = \frac{\pi \cdot 50^4}{64} = 306796,2mm^4$$



$$J = 306796,2 \text{ mm}^4$$

kde:

d [mm] průměr pístní tyče hydromotoru dle [4] je 50 mm  
J [mm<sup>4</sup>] kvadratický moment

Průřez pístní tyče hydromotoru

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} [\text{mm}^2] \quad (3.6)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 1963,5 \text{ mm}^2$$

$$S = 1963,5 \text{ mm}^2$$

kde:

S [mm<sup>2</sup>] průřez pístní tyče hydromotoru

Štíhlostní poměr

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{J}{S}}} [-] \quad (3.7)$$

$$\lambda = \frac{820}{\sqrt{\frac{306796,2}{1963,5}}} = 65,6$$

$$\lambda = 65,6$$

kde:

λ [-] štíhlostní poměr

Jelikož je štíhlostní poměr větší než mezní štíhlostní poměr, tak se jedná o vzpěr v pružné oblasti. Kontrolu lze provést pomocí Eulerova řešení.

Výpočet kritické síly dle Eulera [1]

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{4 \cdot l^2} [N] \quad (3.8)$$

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 306796,2}{4 \cdot 820^2} = 236418,4 N$$

$$F_{krit} = 236418,4 N$$



kde:

$F_{krit}$  [N] kritická síla

Předběžná bezpečnost pístní tyče na vzpěr

$$k_p = \frac{F_{krit}}{F} [-] \quad (3.9)$$

$$k_p = \frac{236418,4}{55000} = 4,3$$

$$k_p = 4,3$$

kde:

$k_p$  [-] předběžná bezpečnost pístní tyče na vzpěr

### 3.2.2 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Předběžná bezpečnost pístní tyče na vzpěr je 4,3. Navržený přímočarý hydromotor je dostačující. Výrobní označení hydromotoru je ZH2-A-80/50x800-3-0-0 dle[4].

#### TECHNICKÉ PODMÍNKY PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

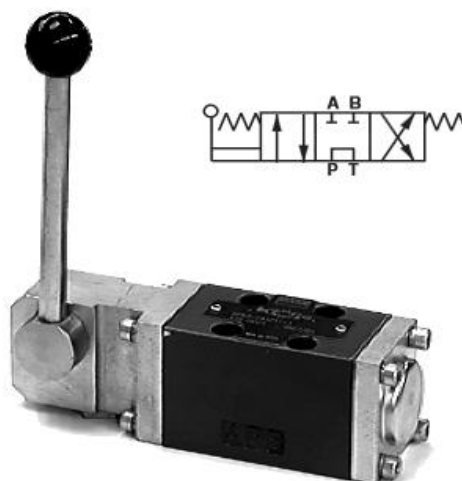
Technické podmínky pro provoz zvoleného přímočarého hydromotoru jsou uvedeny v tab. 3.1.

Tab. 3.1 Technické podmínky [4]

<b>Pracovní kapalina</b>	hydraulický minerální olej (OH-HM 32, OH-HM 46, OH-HM 64)
<b>Požadovaná filtrace</b>	min. 40 $\mu\text{m}$ , doporučujeme 25 $\mu\text{m}$
<b>Teplotní rozsah</b>	kapaliny -20°C ÷ +80°C
	okolí -20°C ÷ +70°C
<b>Maximální tlak</b>	25 MPa
<b>Jmenovitý tlak</b>	20 MPa
<b>Pracovní rychlost</b>	maximální 0,5 m·s <sup>-1</sup>

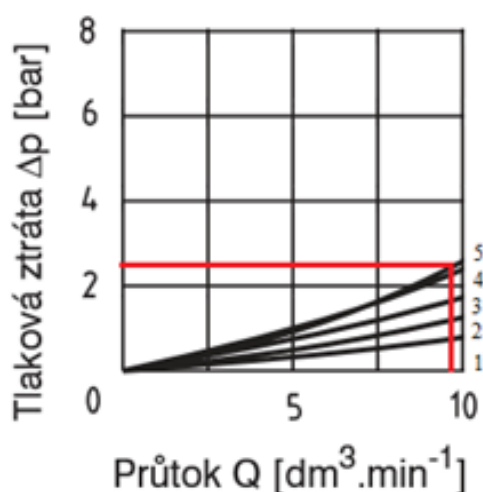
### 3.3 HYDRAULICKÝ ROZVADĚČ

Hydraulický rozvaděč slouží k snadnému řízení hydraulického obvodu. V rozvaděči dochází k tlakovým ztrátám v hydraulické kapalině. Pro hydraulický obvod štípačky je použit ruční šoupátkový rozvaděč třípolohový čtyřcestný "4/3" od firmy ARGO-HYTOS (obr. 3.6). Výrobní označení rozvaděče je RPR3-04 3 C11-V [7].



Obr. 3.6 Ruční šoupátkový rozvaděč[7]

Tlakové ztráty v rozvaděči závisí na průtoku a cestě rozvaděčem. Na štípací sílu má vliv cesta rozvaděčem s označením P-A. Velikost tlakové ztráty je určena z grafu tlakových ztrát na průtoku rozvaděčem (obr. 3.7). Pro určení ztrát v rozvaděči se v grafu řídíme charakteristikou s označením 5. [7]



Obr. 3.7 Závislost tlakových ztrát na průtoku[7]

Přibližná hodnota tlakové ztráty v rozvaděči je 0,22 MPa.



### 3.4 HYDRAULICKÝ AGREGÁT

Pro štípačku je vhodnější zvolit běžně vyráběné hydraulické agregáty nebo stavebnicové hydraulické agregáty. Mezi základní prvky hydraulického agregátu patří elektromotor, hydrogenerátor a nádrž. Ve většině případů jsou agregáty vybaveny i filtry, pojistnými ventily a ovládacím prvkem. Výhodou stavebnicových agregátů je větší výběr různých řešení dle nároků obvodu.

Zvolený hydraulický agregát musí být schopen vyvinout potřebný tlak pro dosažení štípací síly. Dalším důležitým parametrem agregátu je jeho průtok, který ovlivňuje štípací rychlost a rychlost vratného pohybu pístu. Dále je nutno zvážit velikost nádrže a druh filtru dle nároků přímočarého hydromotoru.

#### TLAK HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

Minimální potřebný tlak hydraulického agregátu je počítán pro zvolený přímočarý hydromotor s průměrem válce 80 mm tak, aby byla vyvinuta síla 55kN.

Činná plocha pod pístem

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} [mm^2] \quad (3.10)$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 5026,5 mm^2$$

$$S_1 = 5026,5 mm^2$$

kde:

D	[mm]	průměr válce zvoleného hydromotoru dle [4] je 80 mm
S <sub>1</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	činná plocha pod pístem

Minimální provozní tlak hydraulického agregátu

$$p_{HAmín} = \frac{F}{S_1 \cdot \eta_p} + \Delta p_r [MPa] \quad (3.11)$$

$$p_{HAmín} = \frac{55000}{5026,5 \cdot 0,96} + 0,22 = 11,62 MPa$$

$$p_{HAmín} = 11,62 MPa$$

kde:

$\eta_p$	[-]	tlaková účinnost přímočarého hydromotoru při vysouvání dle [4] je 0,96
$\Delta p_r$	[MPa]	Tlaková ztráta v rozvaděči dle [7] je 0,22MPa



$p_{HAmin}$  [MPa] minimální provozní tlak hydraulického agregátu

### PRŮTOK HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

Průtok hydraulického agregátu se odvíjí od štípací rychlosti štípačky. Štípací rychlost se pohybuje u horizontálních štípaček kolem  $0,03 \text{ m.s}^{-1}$ . [9][10] Pro štípačku je předběžně navržena štípací rychlost také na  $0,03 \text{ m.s}^{-1}$ .

Minimální průtok hydraulického agregátu dle [1]

$$Q_{1min} = S_1 \cdot 10^{-6} \cdot v_{1p} \cdot \frac{1}{\eta_Q} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (3.12)$$

$$Q_{1min} = 5026,5 \cdot 10^{-6} \cdot 0,03 \cdot \frac{1}{0,95} = 1,5873 \cdot 10^{-4} m^3 \cdot s^{-1}$$

$$Q_{1min} = 1,5873 \cdot 10^{-4} m^3 \cdot s^{-1} = 9,52 l \cdot min^{-1}$$

kde:

$v_{1p}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	navržená štípací rychlost štípačky je $0,03 \text{ m.s}^{-1}$
$\eta_Q$	[-]	průtoková účinnost hydromotoru dle [4] je $0,95$
$Q_{1min}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	minimální průtok hydraulického agregátu

### VELIKOST NÁDRŽE

Nádrž by měla být schopná pojmout veškerou kapalinu potřebnou pro funkci hydraulického obvodu. Pro uzavřené hydraulické obvody je doporučeno volit objem nádrže  $1,5$  až  $2$  násobek maximálního průtoku hydrogenerátoru. [2] Pro štípačku je zvolen  $1,5$  násobek maximálního průtoku.

Předběžný objem nádrže v závislosti na průtoku dle [2]

$$V_p = 1,5 \cdot Q_p [l] \quad (3.13)$$

$$V_p = 1,5 \cdot 9,4 = 14,1 l$$

$$V_p = 14,1 l$$

kde:

$Q_p$	[l.min <sup>-1</sup> ]	průtok zvoleného hydraulického agregátu dle [6] je $9,4 \text{ l.min}^{-1}$
$V_p$	[l]	předběžný objem nádrže v závislosti na průtoku hydraulického agregátu





Výpočet množství kapaliny pro funkci štípačky je proveden zjednodušeně. Největší část kapaliny je spotřebováno v přímočarém hydromotoru při plném zdvihu. S ohledem na tuto úvahu je vypočteno celkové množství kapaliny pro funkci štípačky jako 1,8 násobek objemu přímočarého hydromotoru při plném zdvihu. Objemy zbylých komponentů jsou zanedbány.

Přibližné množství potřebné kapaliny

$$V_k = 1,8 \cdot S_1 \cdot z [mm^3] \quad (3.14)$$

$$V_k = 1,8 \cdot 5026,5 \cdot 800 = 7238160 mm^3$$

$$V_k = 7238160 mm^3 = 7,24 l$$

kde:

$V_k$  [mm<sup>3</sup>]      přibližné množství potřebné kapaliny

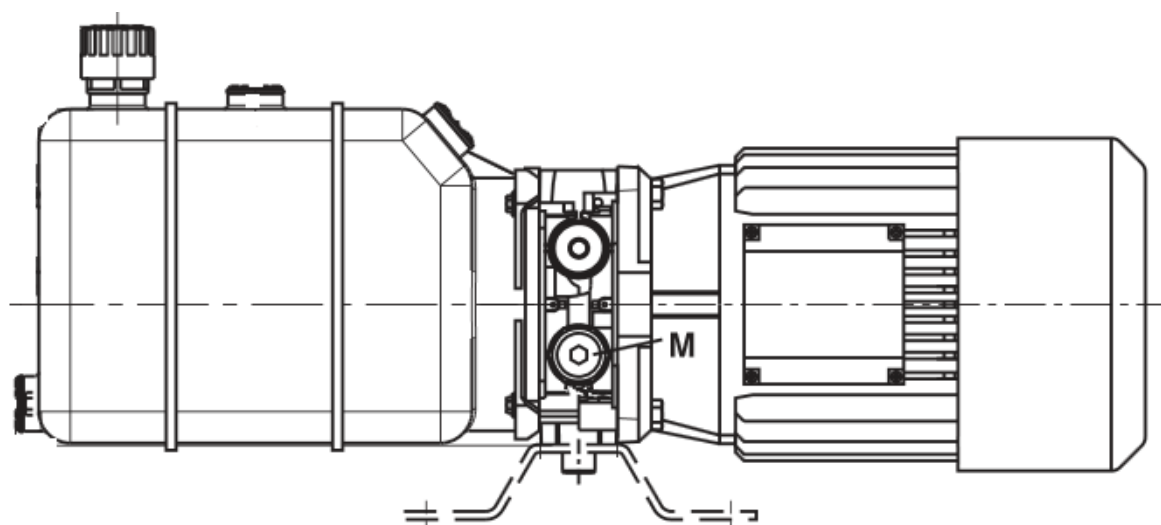
Dle doporučení s ohledem na minimální požadovaný průtok hydrogenerátoru by měla mít nádrž objem přes 14 litrů. Pro funkci hydraulického obvodu stačí přibližně 7,24 litrů kapaliny. Nádrž na kapalinu lze zvolit menší než je doporučeno, protože celkový objem potřebné kapaliny pro funkci obvodu je téměř poloviční.

### 3.4.1 VOLBA HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

Pro štípačku je zvolen hydraulický agregát (obr. 3.8) od firmy ARGO-HYTOS. Výrobní označení agregátu je SMA05-36/26.0-A-70S.F-000/23050 dle [6]. Vlastnosti zvoleného agregátu jsou uvedeny v tab. 3.2.

Tab. 3.2 Vlastnosti hydraulického agregátu [6]

<b>Jmenovitý výstupní výtok</b>	$Q_{HA}$	[l/min]	9,4
<b>Jmenovitý výstupní tlak</b>	$p_1$	[MPa]	12
<b>Objem nádrže</b>	$V_{nádrže}$	[l]	10
<b>Využitelný objem nádrže</b>	$V_{využitelný}$	[l]	7,5
<b>Napětí</b>	U	[V]	1x230
<b>Výkon elektromotoru</b>	P	[kW]	2.2
<b>Proud</b>	I	[A]	14,8
<b>Otáčky elektromotoru</b>	n	[min <sup>-1</sup> ]	2810



Obr. 3.8 Hydraulický agregát [6]

### 3.5 PROVOZNÍ CHARAKTERISTIKY ŠTÍPAČKY

Pro zvolený hydraulický agregát a přímočarý hydromotor jsou přepočítány konečné provozní vlastnosti štípačky se zanedbáním ztrát v hydraulických hadicích.

#### RYCHLOST ŠTÍPÁNÍ

Odvození z rovnice (3.12)

$$v_1 = \frac{Q_{HA} \cdot 60 \cdot 1000 \cdot \eta_Q \cdot 10^6}{S_1 \cdot 60 \cdot 1000} [m \cdot s^{-1}] \quad (3.15)$$

$$v_1 = \frac{9,4 \cdot 0,95 \cdot 10^6}{5026,5 \cdot 60 \cdot 1000} = 0,0296 m \cdot s^{-1}$$

$$v_1 = 0,0296 m \cdot s^{-1}$$

kde:

$Q_{HA}$	$[l \cdot min^{-1}]$	jmenovitý průtok hydraulického agregátu dle [6] je $9,4 l \cdot min^{-1}$
$v_1$	$[m \cdot s^{-1}]$	štípací rychlost štípačky

#### RYCHLOST VRÁCENÍ HYDROMOTORU

Plocha mezikruží hydromotoru

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} [mm^2] \quad (3.16)$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (80^2 - 50^2)}{4} = 3063,05 mm^2$$

$$S_2 = 3063,05 mm^2$$



kde:

$S_2$  [mm<sup>2</sup>] plocha mezikruží hydromotoru

Rychlost vracení hydromotoru

$$v_2 = \frac{Q_{HA} \cdot \eta_Q \cdot 10^6}{S_2} [m \cdot s^{-1}] \quad (3.17)$$

$$v_2 = \frac{9,4 \cdot 0,95 \cdot 10^6}{3063,05 \cdot 60 \cdot 1000} = 0,0487 m \cdot s^{-1}$$

$$v_2 = 0,0487 m \cdot s^{-1}$$

kde:

$v_2$  [m.s<sup>-1</sup>] rychlost vracení hydromotoru

### ČAS ŠTÍPÁNÍ PRO PLNÝ ZDVIH HYDROMOTORU

$$t_1 = \frac{Z}{v_1 \cdot 1000} [s] \quad (3.18)$$

$$t_1 = \frac{800}{0,0296 \cdot 1000} = 27s$$

$$t_1 = 27s$$

kde:

$t_1$  [s] čas štípání pro plný zdvih hydromotoru

### ČAS VRÁCENÍ PRO PLNÝ ZDVIH HYDROMOTORU

$$t_2 = \frac{Z}{v_2 \cdot 1000} [s] \quad (3.19)$$

$$t_1 = \frac{800}{0,044 \cdot 1000} = 16,4s$$

$$t_1 = 16,4s$$

kde:

$t_2$  [s] čas vrácení

### SKUTEČNÁ ŠTÍPACÍ SÍLA

$$F_s = (p_{HA} - \Delta p_r) \cdot S_1 [N] \quad (3.20)$$



$$F_s = (12 - 0,22) \cdot 5026,5 = 59,21 \text{ kN}$$

$$F_s = 59,21 \text{ kN}$$

kde:

$p_{HA}$  [MPa] jmenovitý tlak hydraulického agregátu dle [6] je 12MPa  
 $F_s$  [kN] skutečná síla štípání

### KONTROLA BEZPEČNOSTI NA VZPĚŘ

Skutečná štípací síla vyšla o 4,21 kN větší než síla zadaná. Z důvodu zvětší štípací síly je provedena opětovná kontrola písní tyče na vzpěr.

Skutečná bezpečnost pístu na vzpěr

$$k_{sp} = \frac{F_{krit}}{F_s} [-] \quad (3.21)$$

$$k_{sp} = \frac{236418,4}{59212} = 4$$

$$k_{sp} = 4$$

kde:

$k_{sp}$  [-] skutečná bezpečnost pístu na vzpěr

### 3.6 KOVOVÉ POTRUBÍ

Pracovní kapalina hydraulického obvodu je přepravována pomocí kovového potrubí. Navržený průměr potrubí musí zajistit dopravu potřebného množství pracovní kapaliny. Pro daný tlak se standardně volí rychlost proudění kapaliny v potrubí  $5 \text{ m.s}^{-1}$ .

$$Q_{HA} = Q_{potrubí} \quad (3.22)$$

$$v_1 \cdot S_1 = v_{potrubí} \cdot \frac{\pi \cdot d_{potrubí}^2}{4}$$

$d_{potrubí}$  je odvozeno z rovnice (3.22)

$$d_{potrubí} = \sqrt{\frac{4 \cdot v_1 \cdot S_1}{\pi \cdot v_{potrubí}}} [mm] \quad (3.23)$$

$$d_{potrubí} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0296 \cdot 5026,5}{\pi \cdot 5}} = 6,2 \text{ mm}$$



$$d_{\text{potrubí}} = 6,2\text{mm}$$

kde:

$d_{\text{potrubí}}$  [mm]

minimální vnitřní průměr potrubí

$v_{\text{potrubí}}$  [m.s<sup>-1</sup>]

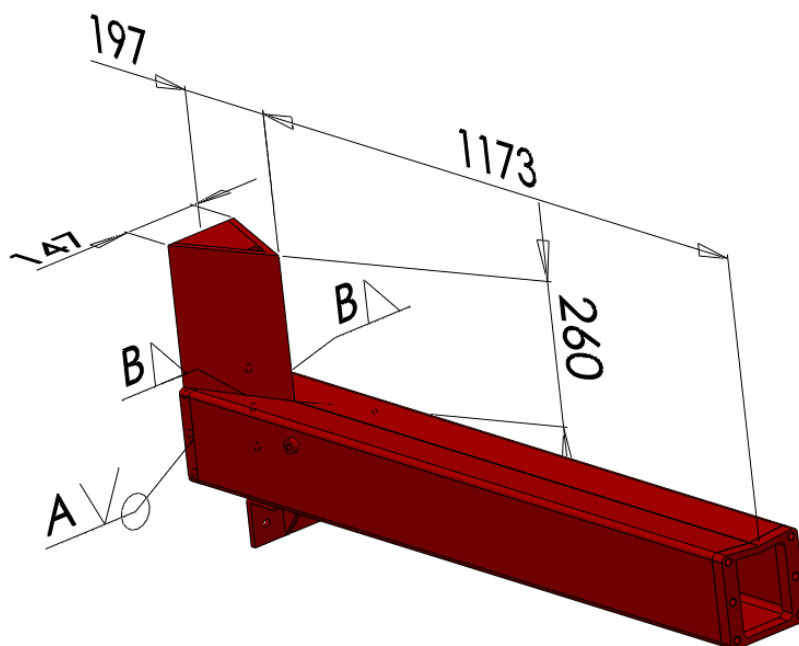
rychlost proudění kapaliny v potrubí

## 4 NÁVRH A VÝPOČET KONSTRUKČNÍCH SOUČÁSTÍ

Pro správnou funkci štipačky je nutné zkontrolovat jednotlivé konstrukční součásti, které jsou namáhané štipací silou.

### 4.1 RÁM

Rám je svařen z několika dílů (obr. 4.1). Mezi nejvíce namáhané součásti rámu patří štipací klín a destička, ke které je přišroubován přímočarý hydromotor. S ohledem na namáhání je provedena kontrola A svaru a B svaru.



Obr. 4.1 Svařenec rámu

Přímocharý hydromotor je připevněn k rámu pomocí šroubů. Z tohoto upevnění se odvíjí namáhání rámu a jeho důležitých konstrukčních částí. Uložení s namáhání rámu na ohyb je zobrazeno na obr. 4.2.

Liniové zatížení

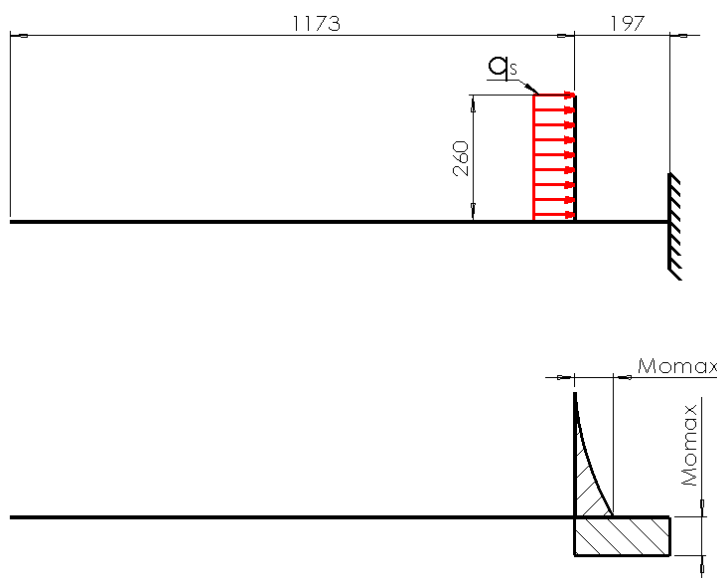
$$q_s = \frac{F_s}{h} [N \cdot mm^{-1}] \quad (4.1)$$

$$q_s = \frac{59212}{260} = 227,7 N \cdot mm^{-1}$$

$$q_s = 227,7 N \cdot mm^{-1}$$

kde:

h	[mm]	výška klínu je 260 mm
q <sub>s</sub>	[N·mm <sup>-1</sup> ]	liniové zatížení klínu od štipací síly



Obr. 4.2 Namáhání rámu

Rám je namáhán pouze v místě štípacího klínu, kde je dostatečně zpevněn pomocí klínu. Proto je u rámu provedena pouze kontrola A svaru a B svaru.

Maximální ohybový moment

$$M_{omax} = q_s \cdot h \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1000} [N \cdot m] \quad (4.2)$$

$$M_{omax} = 227,7 \cdot 260 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1000} = 7696,3 N \cdot m$$

$$M_{omax} = 7696,3 N \cdot m$$

kde:

$M_{omax}$  [N.m] maximální ohybový moment

#### 4.1.1 SVARY RÁMU

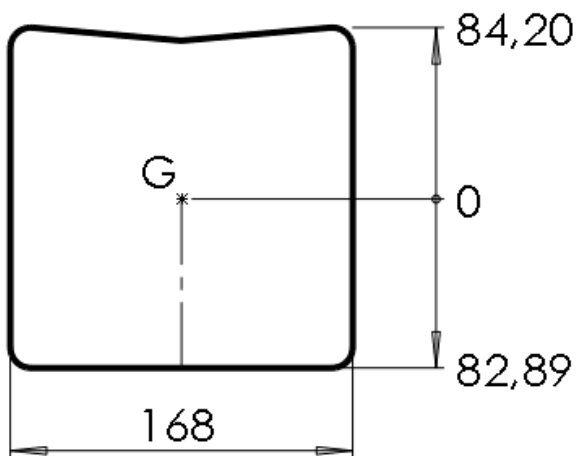
Všechny součásti rámu jsou vyrobeny z materiálu S355J0, který je dle ČSN podobný oceli 11 523. Mechanické vlastnosti zvolené elektrody na svařování musí být lepší než svařovaných částí, aby nedošlo ke znehodnocení vlastností svařované konstrukce. S ohledem na vysoké namáhání je zvolena elektroda s označením E90, která má mez kluzu 531 MPa. Pro zvolenou elektrodu je dovoleno smykové napětí 186 MPa.[1]

#### A SVAR

Destička pro přidělení přímočarého hydromotoru je k tělu rámu přivařena pomocí tupého jednostranného V svaru. Tvar svaru je zobrazen na obr. 4.3. Poloha těžiště, délka a jednotkový osový kvadratický moment průřezu jsou určeny pomocí programu SolidWorks



2012. Svar je namáhán ohybovým momentem od štípací síly. Pro výpočet svaru je uvažováno smykové napětí od štípací síly a smykové napětí od ohybového momentu.



Obr. 4.3 Tvar B svaru

Smykové napětí od posouvající síly v A svaru dle [1]

$$\tau'_A = \frac{F_s}{0,707 \cdot z_A \cdot l_{sA}} [MPa] \quad (4.3)$$

$$\tau'_A = \frac{59212}{3 \cdot 634,7} = 31,1 MPa$$

$$\tau'_A = 31,1 MPa$$

kde:

$z_A$	[mm]	výška A svaru je 3 mm
$l_{sA}$	[mm]	celková délka A svaru je 634,7 mm
$\tau'_A$	[MPa]	smykové napětí od posouvající síly v A svaru

Smykové napětí od ohybového momentu v A svaru dle [1]

$$\tau''_A = \frac{M_{omax} \cdot c_A}{z_A \cdot J_{zuA}} [MPa] \quad (4.4)$$

$$\tau''_A = \frac{7696300 \cdot 84,2}{3 \cdot 2923868} = 73,88 MPa$$

$$\tau''_A = 73,88 MPa$$

kde:

$c_A$	[mm]	vzdálenost těžiště svarové skupiny A k nejvzdálenějšímu místu svaru v rovině kolmé na ohybový moment je 84,2 mm
-------	------	---





$J_{zuA}$	$[mm^3]$	jednotkový osový kvadratický moment průřezu A svaru je $2923868 mm^3$
$\tau''_A$	$[MPa]$	Smykové napětí od ohybového momentu v A svaru

Bezpečnost A svaru

$$k_{Asvaru} = \frac{\tau_{DA}}{\sqrt{\tau_A'^2 + \tau_A''^2}} [-] \quad (4.5)$$

$$k_{Asvaru} = \frac{186}{\sqrt{31,1^2 + 73,88^2}} = 2,32$$

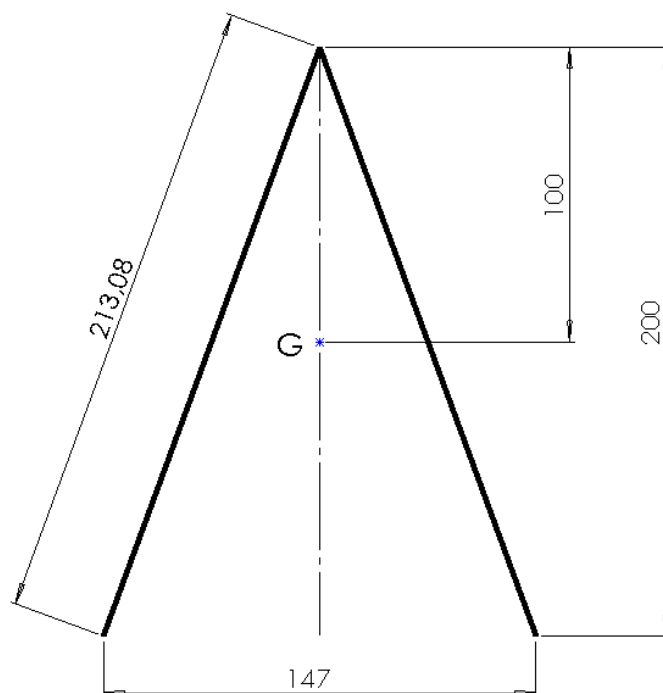
$$k_{Asvaru} = 2,32$$

kde:

$\tau_{DA}$	$[MPa]$	dovolené smykové napětí v A svaru dle [1] je 186MPa
$k_{Asvaru}$	$[-]$	bezpečnost A svaru

## B SVAR

Klín je připevněn k tělu rámu pomocí koutového svaru. Tvar a rozměry svaru jsou zobrazeny na obr. 4.4. Svar je namáhán stejně jako A svar, a proto postup výpočtu je proveden stejně.



Obr. 4.4 Tvar B svaru



Smykové napětí od posouvající síly v B svaru dle [1]

$$\tau'_B = \frac{F_s}{0,707 \cdot z_B \cdot l_{sB}} [MPa] \quad (4.6)$$

$$\tau'_B = \frac{59212}{0,707 \cdot 7 \cdot 426,16} = 28,07 MPa$$

$$\tau'_B = 28,07 MPa$$

kde:

$z_B$	[mm]	výška B svaru je 7 mm
$l_{sB}$	[mm]	celková délka B svaru je 426,16 mm
$\tau'_B$	[MPa]	smykové napětí od posouvající síly v B svaru

Smykové napětí od ohybového momentu v B svaru dle [1]

$$\tau''_B = \frac{M_{omax} \cdot c_B}{0,707 \cdot z_B \cdot J_{zuB}} [MPa] \quad (4.7)$$

$$\tau''_B = \frac{7696300 \cdot 100}{0,707 \cdot 7 \cdot 1420829} = 109,45 MPa$$

$$\tau''_B = 109,45 MPa$$

kde:

$c_B$	[mm]	vzdálenost těžiště svarové skupiny B k nejvzdálenějšímu místu svaru v rovině kolmé na ohybový moment je 100 mm
$J_{zuB}$	[mm <sup>3</sup> ]	jednotkový osový kvadratický moment průřezu B svaru je 1420829 mm <sup>3</sup>
$\tau''_B$	[MPa]	Smykové napětí od ohybového momentu v B svaru

Bezpečnost B svaru

$$k_{Bsvaru} = \frac{\tau_{DB}}{\sqrt{\tau'^2_B + \tau''^2_B}} [-] \quad (4.8)$$

$$k_{Bsvaru} = \frac{186}{\sqrt{28,07^2 + 109,45^2}} = 1,65$$

$$k_{Bsvaru} = 1,65$$

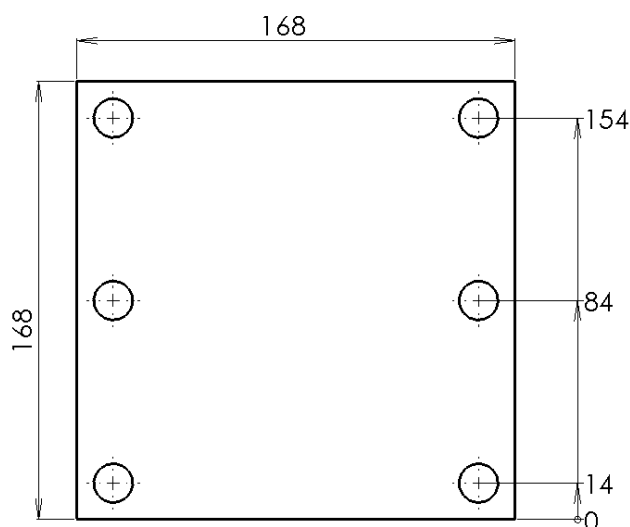
kde:

$\tau_{DB}$	[MPa]	dovolené smykové napětí v B svaru dle [1] je 186MPa
$k_{Bvaru}$	[-]	bezpečnost B svaru



## 4.2 PŘIPEVNĚNÍ PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Přímočarý hydromotor je připevněn k rámu pomocí šesti šroubů se závitem M14. Rozmístění šroubů je na obr. 4.5, které odpovídá zvolenému přímočarému hydromotoru.[4]



Obr. 4.5 Rozmístění šroubů

Šrouby jsou namáhány štípací silou na tah a ohybovým momentem. Oba typy namáhání se přenáší do osy šroubů. Pro výpočet maximální síly od ohybového momentu je uvažován střed otáčení na hraně příruby.[1]

Síla od tahového namáhání

$$F_t = \frac{F_s}{i} [N] \quad (4.9)$$

$$F_t = \frac{59212}{6} = 9868,7N$$

$$F_t = 9868,7N$$

kde:

$i$	[-]	počet šroubů
$F_t$	[N]	tahová síla v ose jednoho šroubu

Maximální síla od ohybového momentu dle [1]

$$F_{max} = \frac{M_{omax}}{i_s} \cdot \frac{154}{14^2 + 84^2 + 154^2} [N] \quad (4.10)$$

$$F_{max} = \frac{7696300}{2} \cdot \frac{154}{14^2 + 84^2 + 154^2} = 19136N$$

$$F_{max} = 19136N$$



kde:

$i_s$	[-]	počet svislých řad šroubů
$F_{\max}$	[N]	maximální síla v ose šroubu od ohybového momentu

Provozní síla šroubu

$$F_{\text{prov}} = F_t + F_{\max} [\text{N}] \quad (4.11)$$

$$F_{\text{prov}} = 9868,7 + 19136 = 29004,7 \text{ N}$$

$$F_{\text{prov}} = 29004,7 \text{ N}$$

kde:

$F_{\text{prov}}$	[N]	provozní síla šroubu
-------------------	-----	----------------------

Tuhost šroubu dle [1]

$$k_b = \frac{A_s \cdot E}{l_b} [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (4.12)$$

$$k_b = \frac{115 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{30,5} = 791803,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$k_b = 791803,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

kde:

$A_s$	[mm <sup>2</sup> ]	výpočtový průřez šroubu je 115 mm <sup>2</sup> dle [1]
$l_b$	[mm]	délka části dříku šroubu se závitem je 30,5 mm
$k_b$	[N.mm <sup>-1</sup> ]	tuhost šroubu

Tuhost části připojované součásti dle [1]

$$k_{p1} = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d_{\text{sroub}}}{\ln \left( \frac{(1,155 \cdot b + 0,5 \cdot d_{\text{sroub}}) \cdot 2,5 \cdot d_{\text{sroub}}}{(1,155 \cdot b + 2,5 \cdot d_{\text{sroub}}) \cdot 0,5 \cdot d_{\text{sroub}}} \right)} [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (4.13)$$

$$k_{p1} = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 14}{\ln \left( \frac{(1,155 \cdot 9 + 0,5 \cdot 14) \cdot 2,5 \cdot 14}{(1,155 \cdot 9 + 2,5 \cdot 14) \cdot 0,5 \cdot 14} \right)} = 8201900 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$k_{p1} = 8201900 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

kde:

$d_{\text{sroub}}$	[mm]	průměr šroubu je 14 mm
$b$	[mm]	polovina výšky spojované součásti je 9 mm
$k_{p1}$	[N.mm <sup>-1</sup> ]	tuhost části připojované součásti



Celková tuhost připojované součásti dle [1]

$$k_p = \left( \frac{1}{k_{p1}} + \frac{1}{k_{p1}} \right)^{-1} [N \cdot mm^{-1}] \quad (4.14)$$

$$k_p = \left( \frac{1}{8201900} + \frac{1}{8201900} \right)^{-1} = 4100950 N \cdot mm^{-1}$$

$$k_p = 4100950 N \cdot mm^{-1}$$

kde:

$k_p$  [N.mm<sup>-1</sup>] celková tuhost připojované součásti

Síla předpětí šroubu dle [1]

$$F_i = 0,75 \cdot S_p \cdot A_s [N] \quad (4.15)$$

$$F_i = 0,75 \cdot 588 \cdot 115 = 50715 N$$

$$F_i = 50715 N$$

kde:

$S_p$  [MPa] zkušební napětí šroubu dle [1] pro třídu 8.8 je 588MPa

$F_i$  [N] síla předpětí šroubu

Tuhostní konstanta spoje dle [1]

$$c = \frac{k_b}{k_b + k_p} [-] \quad (4.16)$$

$$c = \frac{791803,3}{791803,3 + 4100950} = 0,162$$

$$c = 0,162$$

kde:

$c$  [-] tuhostní konstanta spoje

Bezpečnost vůči zkušebnímu napětí dle [1]

$$k_{SP} = \frac{S_p \cdot A_s - F_i}{c \cdot F_{prov}} [-] \quad (4.17)$$

$$k_{SP} = \frac{588 \cdot 115 - 50715}{0,162 \cdot 29004,7} = 3,59$$

$$k_{SP} = 3,59$$



kde:

$k_{SP}$  [-] bezpečnost vůči zkušebnímu napětí

### 4.3 PŘENOS ŠTÍPACÍ SÍLY

Pro přenos štípací síly z přední strany pístu na tlačný člen jsou použita dvě táhla. Štípací síla působí v ose táhel. V závislosti na konstrukci a namáhání jsou provedeny kontrolní výpočty jednotlivých částí konstrukce pro přenos štípací síly.

#### 4.3.1 MATICE

Matice slouží k přenosu štípací síly z pístní tyče na táhlo. Dovolený tlak v závitech pro matice vyrobené z oceli s pevnostní třídou 8.8 je 150MPa dle [1]. Pro přenos síly je zvolena matice M20.

Plocha závitu

$$S_{matice} = z_{zav} \cdot S_{zav} [mm^2] \quad (4.18)$$

$$S_{matice} = \frac{h_{matice}}{P_{zav}} \cdot \pi \cdot d_{M2} \cdot \frac{d_M - d_{M1}}{2} [mm^2]$$

$$S_{matice} = \frac{20,3}{2,5} \cdot \pi \cdot 18,376 \cdot \frac{20 - 17,294}{2} = 634,24 mm^2$$

$$S_{matice} = 634,24 mm^2$$

kde:

$z_{zav}$	[-]	počet závitů
$S_{zav}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha jednoho závitu
$h_{matice}$	[mm]	výška matice dle [3] je 20,3 mm
$P_{zav}$	[mm]	rozteč závit dle [3] je 2,5 mm
$d_M$	[mm]	velký průměr závitu dle [3] je 20 mm
$d_{M1}$	[mm]	malý průměr závitu dle [3] je 17,294 mm
$d_{M2}$	[mm]	střední průměr závitu dle [3] je 18,376 mm
$S_{matice}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha závitů

Tlak v matici

$$p_{matice} = \frac{F_s}{2 \cdot S_{matice}} [MPa] \quad (4.19)$$

$$p_{matice} = \frac{59212}{2 \cdot 634,24} = 46,68 MPa$$



$$p_{matice} = 46,68 \text{ MPa}$$

kde:

$$p_{matice} \quad [\text{MPa}] \quad \text{tlak v matici}$$

Bezpečnost matice na tlak

$$k_{matice} = \frac{p_{Dmat}}{p_{matice}} [-] \quad (4.20)$$

$$k_{matice} = \frac{150}{46,68} = 3,21$$

$$k_{matice} = 3,21$$

kde:

$$p_{Dmat} \quad [\text{MPa}] \quad \text{dovolený tlak v matici dle [1] je 150 MPa}$$

$$k_{matice} \quad [-] \quad \text{bezpečnost matice na tlak}$$

#### 4.3.2 TÁHLO

Táhlo je namáháno pouze tahem. Kontrola táhla je provedena v jeho nejslabším místě, což je v místě závitů. Táhlo je vyrobeno z materiálu S355J0.

Napětí v táhle

$$\sigma_{táho} = \frac{F_s}{2 \cdot S_{táhlo}} [\text{MPa}] \quad (4.21)$$

$$\sigma_{táho} = \frac{59212}{2 \cdot 225} = 131,58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{táho} = 131,58 \text{ MPa}$$

kde:

$$S_{táhlo} \quad [\text{mm}^2] \quad \text{průřez jádra šroubu dle [1] je 225 mm}^2$$

$$\sigma_{táhla} \quad [\text{MPa}] \quad \text{napětí v táhle}$$

Bezpečnost táhla na tah

$$k_{táhla} = \frac{R_{etáhla}}{\sigma_{táhla}} [-] \quad (4.22)$$

$$k_{táhla} = \frac{355}{131,58} = 2,7$$

$$k_{táhla} = 2,7$$

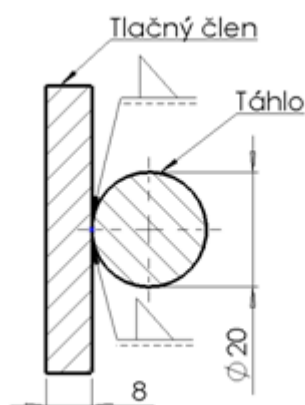


kde:

$R_{etáhla}$	[MPa]	minimální mez kluzu táhla dle [1] je 355MPa
$k_{táhla}$	[-]	bezpečnost táhla na tah

### 4.3.3 SVAR

Táhlo je k tlačnému členu přiděláno pomocí koutového svaru. Svar je namáhán smykem. Uspořádání táhla a tlačného členu je na obr. 4.1. Výška svaru dosahuje do poloviny táhla a délka svaru je 60 mm. Tlačný člen je vyroben stejně jako táhlo z materiálu S355J0. Pro svařování je zvolena elektroda s označením E70.



Obr. 4.6 Uspořádání táhla a tlačného členu

Smykové napětí ve svaru dle [1]

$$\tau_{svaru1} = \frac{\frac{F_s}{2}}{0,707 \cdot \frac{d_{táhla}}{2} \cdot l_{svar1}} [MPa] \quad (4.23)$$

$$\tau_{svaru1} = \frac{59212}{0,707 \cdot 90 \cdot 10} = 93,1 MPa$$

$$\tau_{svaru1} = 93,1 MPa$$

kde:

$l_{svar1}$	[mm]	délka svaru je 90 mm
$d_{táhla}/2$	[mm]	výška svaru je 5 mm
$\tau_{svaru1}$	[MPa]	smykové napětí ve svaru

Bezpečnost svaru

$$k_{svaru} = \frac{\tau_{D svaru1}}{\tau_{svaru1}} [-] \quad (4.24)$$





$$k_{svaru} = \frac{145}{93,1} = 1,56$$

$$k_{svaru} = 1,56$$

kde:

$\tau_{Dsvaru1}$	[MPa]	dovolené smykové napětí ve svaru dle [1] je 145MPa
$k_{svaru}$	[-]	bezpečnost ve svaru



## ZÁVĚR

Hlavním cílem bakalářské práce bylo navrhnout horizontální mobilní štípačku dřevěné kulatiny dle zadaných parametrů. Dřevěná kulatina by měl mít maximální průměr 300mm a délku 950mm. Z důvodu velké délky dřevěné kulatiny bylo zvoleno umístění přímočarého hydromotoru uvnitř rámu, které umožní zmenšení rozměrů pro skladování štípačky.

Před výpočtem jednotlivých konstrukčních částí byl navržen hydraulický obvod. Pro hydraulický obvod byl zvolen dvojčinný přímočarý hydromotor od firmy Hydraulics, který zajistí pracovní i vratný pohyb tlačného členu. Kvůli překročení maximálního doporučeného zdvihu hydromotoru byla provedena jeho kontrola na vzpěrnou stabilitu, která vyšla s bezpečností 4. V další části byly spočteny potřebné parametry hydraulického agregátu. Na základě těchto hodnot byl zvolen hydraulický agregát od firmy Argo Hytos, pro který byly přepočítány konečné výstupní parametry štípačky. Hydraulický agregát má výkon elektromotoru 2,2 kW s napájením 230 V.

Nakonec byly kontrolovány jednotlivých částí štípačky, které jsou namáhány štípací silou. Mezi tyto části patří rám, tlačný člen a připevnění hydromotoru. U rámu byla provedena kontrola svaru k přivaření štípacího klínu a destičky pro připevnění hydromotoru. Dále bylo kontrolováno připevnění hydromotoru k rámu, který je připevněn pomocí šroubů. V poslední části bylo u tlačného členu kontrolováno táhlo.

Model štípačky byl vypracován v programu SolidWorks 2012, v kterém byly nakresleny i jednotlivé výkresy. Vzhledem k velké hmotnosti, která je 195kg, je štípačka vybavena transportními koly pro ulehčení manipulace. Pro zvýšení bezpečnosti obsluhy by bylo možné štípačku opatřit spouštěcím tlačítkem elektromotoru a tím zajistit dvouruční ovládání.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, J., E., MISCHKE, CH., R., BUDYNAS, R., G., *Konstruování strojních součástí*. Nakladatelství VUTIUM, První vydání, Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] ŠKOPÁN, M., *Hydraulické pohony strojů*, studijní text – syllabus, Ústav dopravní techniky, VUT Brno 2009
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P., *Strojnické tabulky*. Pedagogické nakladatelství ALBRA, Třetí doplněné vydání, Úvaly, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [4] Výrobní katalog. *Hydraulics* [online]. 2012 [cit. 2013-04-09]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/system/pdf\\_czs/1/original/vyrobní\\_katalog\\_primocarych\\_hydro\\_motoru\\_CZ\\_2012.pdf?1358944317](http://www.hydraulics.cz/system/pdf_czs/1/original/vyrobní_katalog_primocarych_hydro_motoru_CZ_2012.pdf?1358944317)
- [5] Chromované tyče. *Hydraulics* [online]. [cit. 2013-04-09]. Dostupné z: [http://www.hydraulics.cz/Chromove\\_tyce\\_str8-15.pdf](http://www.hydraulics.cz/Chromove_tyce_str8-15.pdf)
- [6] Malý kompaktní agregát. *ARGO-HYTOS* [online]. 2012 [cit. 2013-05-01]. Dostupné z: <http://argo-hytos.de/site/pdf/hytos/hc7212.pdf>
- [7] Ručně ovládané rozváděče. *ARGO-HYTOS* [online]. 2007 [cit. 2013-05-01]. Dostupné z: <http://argo-hytos.de/site/pdf/hytos/hc4018.pdf>
- [8] VeGA LS6 vario. *Kovomat.eu* [online]. [cit. 2013-03-27]. Dostupné z: <http://www.kovomat.eu/zahrada/stipace-dreva/vega-ls6.php>
- [9] Štípače dřeva. *Kovomat.eu* [online]. [cit. 2013-03-27]. Dostupné z: <http://www.kovomat.eu/zahrada/stipace-dreva>
- [10] Štípačky na dřevo. *Svarecky-obchod.cz* [online]. [cit. 2013-03-27]. Dostupné z: <http://www.svarecky-obchod.cz/zahradni-technika/stipacky-na-drevo>
- [11] Štípač dřeva VeGA LS10. *Kovomat.eu* [online]. [cit. 2013-03-27]. Dostupné z: <http://www.kovomat.eu/zahrada/stipace-dreva/vega-lv1200pro-profi-stipac-na-drevo.php>
- [12] WB LSP 803E-V/H štípač na dřevo WEIBANG. In: *Namir.cz* [online]. [2012] [cit. 2013-03-21]. Dostupné z: <http://www.namir.cz/stipac-na-drevo-weibang-wb-lsp-803e-vh-zdarma-2x-pivni-soudek-4881.html>
- [13] BURZA, Marek. Štípačky dřeva patří mezi dražší pomocníky, nakonec se ale vyplatí. In: *Hobby.cz* [online]. 19.11.2008[cit.2013-03-21].Dostupné z:[http://hobby.idnes.cz/stipacky-dreva-patri-mez-drazsi-pomocniky-nakonec-se-ale-vyplati-1c6-/hobby-zahrada.aspx?c=A081118\\_162824\\_hobby-zahrada\\_bma](http://hobby.idnes.cz/stipacky-dreva-patri-mez-drazsi-pomocniky-nakonec-se-ale-vyplati-1c6-/hobby-zahrada.aspx?c=A081118_162824_hobby-zahrada_bma)
- [14] Štípačka AGAMA LS 5T. *Ceskazahrada.cz* [online]. [cit. 2013-03-29]. Dostupné z: <http://www.ceskazahrada.cz/stipacky-na-drevo/stipacka-agama-ls-5t.html>
- [15] VeGA LS6 VARIO. DANESI. [online]. [cit. 2013-03-29]. Dostupné z: <http://www.danesi-shop.cz/stipac-na-drevo-vega-ls6-vario/d-70345/>



- [16] *Dobré nářadí* [online]. [cit. 2013-03-29]. Dostupné z: <http://www.dobre-naradi.cz/stipacky-na-drevo-Dprislusenstvi/c-605?page=3&orderBy=priority>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	výstupek pístní tyče
A <sub>s</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	výpočtový průřez šroubu
b	[mm]	polovina výšky spojované součásti
c	[-]	tuhostní konstanta spoje
c <sub>A</sub>	[mm]	vzdálenost těžiště svarové skupiny A k nejvzdálenějšímu místu svaru v rovině kolmé na ohybový moment
c <sub>B</sub>	[mm]	vzdálenost těžiště svarové skupiny B k nejvzdálenějšímu místu svaru v rovině kolmé na ohybový moment
d	[mm]	průměr pístní tyče hydromotoru
D	[mm]	průměr válce zvoleného hydromotoru
d <sub>M</sub>	[mm]	velký průměr závitu
d <sub>M1</sub>	[mm]	malý průměr závitu
d <sub>M2</sub>	[mm]	střední průměr závitu
D <sub>min</sub>	[mm]	minimální průměr válce hydromotoru
d <sub>potrubí</sub>	[mm]	minimální vnitřní průměr potrubí
D <sub>táhla/2</sub>	[mm]	výška svaru
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	požadovaná síla na břítu
F <sub>i</sub>	[N]	síla předpětí šroubu
F <sub>krit</sub>	[N]	kritická síla
F <sub>max</sub>	[N]	maximální síla v ose šroubu od ohybového momentu
F <sub>prov</sub>	[N]	provozní síla šroubu
F <sub>s</sub>	[kN]	skutečná síla štípání
F <sub>t</sub>	[N]	tahová síla v ose jednoho šroubu
h	[mm]	výška klínu
h <sub>matice</sub>	[mm]	výška matice
i	[-]	počet šroubů
i <sub>s</sub>	[-]	počet svislých řad šroubů
J	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment pístní tyče
J <sub>zuA</sub>	[mm <sup>3</sup> ]	jednotkový osový kvadratický moment průřezu A svaru
J <sub>zuB</sub>	[mm <sup>3</sup> ]	jednotkový osový kvadratický moment průřezu B svaru
k <sub>Asvaru</sub>	[-]	bezpečnost A svaru
k <sub>b</sub>	[N.mm <sup>-1</sup> ]	tuhost šroubu



$k_{Bvaru}$	[-]	bezpečnost B svaru
$k_{matice}$	[-]	bezpečnost matice na tlak
$k_p$	[-]	předběžná bezpečnost pístní tyče na vzpěr
$k_p$	[N.mm <sup>-1</sup> ]	celková tuhost připojované součásti
$k_{p1}$	[N.mm <sup>-1</sup> ]	tuhost části připojované součásti
$k_{sp}$	[-]	skutečná bezpečnost pístu na vzpěr
$k_{SP}$	[-]	bezpečnost vůči zkušebnímu napětí
$k_{svaru}$	[-]	bezpečnost ve svaru
$k_{táhla}$	[-]	bezpečnost táhla na tah
$l$	[mm]	celková délka pístu namáhaná na vzpěr
$l_b$	[mm]	délka části dřívku šroubu se závitem
$l_{sA}$	[mm]	celková délka A svaru
$l_{sB}$	[mm]	celková délka B svaru
$l_{svar1}$	[mm]	délka svaru
$M_{omax}$	[N.m]	maximální ohybový moment
$p_{Dmat}$	[MPa]	dovolený tlak v matici
$p_{HA}$	[MPa]	jmenovitý tlak hydraulického agregátu
$p_{HAmin}$	[MPa]	minimální provozní tlak hydraulického agregátu
$p_{matice}$	[MPa]	tlak v matici
$p_{max}$	[MPa]	maximální tlak válce
$P_{zav}$	[mm]	rozteč závitu
$Q_{1min}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	minimální průtok hydraulického agregátu
$Q_{HA}$	[l.min <sup>-1</sup> ]	jmenovitý průtok hydraulického agregátu
$Q_p$	[l.min <sup>-1</sup> ]	průtok zvoleného hydraulického agregátu
$q_s$	[N.mm <sup>-1</sup> ]	liniové zatížení klínu od štípací síly
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_{etahla}$	[MPa]	minimální mez kluzu táhla
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	průřez pístní tyče hydromotoru
$S_1$	[mm <sup>2</sup> ]	činná plocha pod pístem
$S_{1min}$	[mm <sup>2</sup> ]	minimální činná plocha pod pístem
$S_2$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha mezikruží hydromotoru
$S_{matice}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha závitů
$S_p$	[MPa]	zkušební napětí šroubu



$S_{\text{táhló}}$	$[\text{mm}^2]$	průřez jádra šroubu
$S_{\text{záv}}$	$[\text{mm}^2]$	plocha jednoho závitu
$t_1$	$[\text{s}]$	čas štípání pro plný zdvih hydromotoru
$t_2$	$[\text{s}]$	čas vrácení
$v_1$	$[\text{m.s}^{-1}]$	štípací rychlost štípačky
$v_{1p}$	$[\text{m.s}^{-1}]$	štípací rychlost štípačky
$v_2$	$[\text{m.s}^{-1}]$	rychlost vrácení hydromotoru
$V_k$	$[\text{mm}^3]$	přibližné množství potřebné kapaliny
$V_p$	$[\text{l}]$	předběžný objem nádrže v závislosti na průtoku hydraulického agregátu
$v_{\text{potrubí}}$	$[\text{m.s}^{-1}]$	rychlost proudění kapaliny v potrubí
$z$	$[\text{mm}]$	navržená délka zdvihu pístu
$z_A$	$[\text{mm}]$	výška A svaru
$z_B$	$[\text{mm}]$	výška B svaru
$z_{\text{záv}}$	$[-]$	počet závitů
$\alpha$	$[-]$	součinitel uložení
$\Delta p_r$	$[\text{MPa}]$	tlaková ztráta v rozvaděči
$\eta_p$	$[-]$	tlaková účinnost přímočarého hydromotoru při vysouvání
$\eta_Q$	$[-]$	průtoková účinnost hydromotoru
$\lambda$	$[-]$	štíhlostní poměr pístní tyče
$\lambda_k$	$[-]$	mezní štíhlostní poměr pro pístní tyč
$\sigma_{\text{táhla}}$	$[\text{MPa}]$	napětí v táhle
$\tau'_A$	$[\text{MPa}]$	smykové napětí od posouvající síly v A svaru
$\tau''_A$	$[\text{MPa}]$	smykové napětí od ohybového momentu v A svaru
$\tau'_B$	$[\text{MPa}]$	smykové napětí od posouvající síly v B svaru
$\tau''_B$	$[\text{MPa}]$	smykové napětí od ohybového momentu v B svaru
$\tau_{DA}$	$[\text{MPa}]$	dovolené smykové napětí v A svaru
$\tau_{DB}$	$[\text{MPa}]$	dovolené smykové napětí v B svaru
$\tau_{D\text{svaru1}}$	$[\text{MPa}]$	dovolené smykové napětí ve svaru
$\tau_{\text{svaru1}}$	$[\text{MPa}]$	smykové napětí ve svaru



## SEZNAM PŘÍLOH

Mobilní štípačka dřevěné kulatiny	Výkres sestavy	MHS-BP-13-00
Mobilní štípačka dřevěné kulatiny	Seznam položek	MHS-BP-13-00a
Mobilní štípačka dřevěné kulatiny	Seznam položek	MHS-BP-13-00b
Mobilní štípačka dřevěné kulatiny	Seznam položek	MHS-BP-13-00c
Rám	Výkres svarku	MHS-BP-13-01
Rám	Seznam položek	MHS-BP-13-01a